10 ESTUDOS DE CASO EM MONITORAMENTO & DIAGNÓSTICO ON-LINE DE MÁQUINAS HIDRELÉTRICAS

Eng° Marc Bissonnette
VibroSystM Inc., Longueuil, Quebec, Canadá

RESUMO

O monitoramento on-line fornece conhecimento inestimável das máquinas, que permite às Concessionárias tomar decisões corretas sobre a condição dos equipamentos de geração e planejar manutenção baseada nas necessidades, enquanto aumenta a disponibilidade das máquinas pela redução das paradas forçadas para reparos.

O estudo da máquina na sua atividade total de operação e condições transitórias, da parada à sobrevelocidade, permite uma avaliação compreensível da condição e comportamento da máquina.

Usando tecnologias estado-da-arte e ferramentas analíticas poderosas, os sistemas apresentados por diversas vezes demonstraram seus benefícios e eficiência na implementação da manutenção baseada nas condições, diagnosticando problemas nas máquinas e protegendo contra falhas de componentes e panes.

INTRODUÇÃO

Os benefícios do monitoramento on-line há muito têm sido declarados, mas raramente demonstrados de maneira tão clara em máquinas hidrelétricas como através dos estudos de caso apresentados aqui. O monitoramento das condições da máquina ainda não é prática comum na indústria hidrelétrica. De um grande número de máquinas, apenas poucas centenas têm sido equipadas com instrumentação de monitoramento on-line. Existem alguns sistemas isolados disponíveis, mas poucos provaram ser efetivos como os sistemas mostrados aqui, fornecendo além de tudo uma cobertura de monitoramento para análise e diagnósticos compreensíveis.

O entreferro de um hidrogerador é um indicador sonoro da condição e comportamento dinâmico da máquina. Já que ele está no coração da máquina e é a interface entre forças mecânicas e elétricas, a maioria dos problemas aparecem no entreferro. E o que você não vê é algumas vezes tão importante quanto o que você vê. Além disso, a habilidade de correlacionar outros parâmetros dinâmicos e de estado com o entreferro fornece a capacidade acentuada para fazer análises e diagnósticos precisos e compreensíveis.

O Sistema **AGMS**® de Monitoramento de Entreferro e seu antecessor Sistema **ZOOM**® de Monitoramento das Condições da Máquina foram instalados em mais de 450 hidrogeradores durante os últimos 12 anos. Eles, muitas vezes, mostraram sua habilidade para detectar sinais de anomalias, fornecer informações decisivas para diagnóstico rápido e preciso, formar conhecimento da máquina para implementação de manutenção baseada nas condições (CBM), e para evitar incidentes catastróficos.

ESBOÇO DO SISTEMA

Os sistemas mostrados foram apresentados muitas vezes no passado, portanto não vamos entrar em detalhes para descrevê-los [1, 2, 5, 6]. Todavia, como lembrete, aqui está uma visão geral dos aspectos principais e características do Sistema AGMS de Monitoramento de Entreferro e Sistema ZOOM de Monitoramento das Condições da Máquina.

O AGMS foi primeiro desenvolvido no Instituto de Pesquisas da Hydro-Quebec (IREQ) no princípio dos anos 80, para detectar e evitar roçamento rotor-estator. Entretanto, ele provou ser uma ferramenta valiosa tanto como assistência de manutenção para monitoramento das condições, como ferramenta de diagnóstico pela demonstração da verdadeira condição e comportamento dinâmico, e como ferramenta de segurança pela prevenção de falhas de componentes e interrupção de máquinas. O sistema ZOOM é um AGMS ampliado que permite o monitoramento e correlação de outros parâmetros para completa análise de máquina.

O AGMS usa sensores capacitivos montados no estator para medir o entreferro em qualquer condição de operação, desde parado até a sobrevelocidade. Dois benefícios principais dos sensores capacitivos são: sua imunidade ao ambiente severo encontrado no entreferro do gerador, e sua precisão aperfeiçoada enquanto a distância diminui. O objetivo do sensor montado no estator é fator de segurança e confiabilidade requeridos pelas Concessionárias. É menos complexo, mais fácil de ser instalado e de sofrer manutenção quando solicitado, não apresenta risco à máquina e é transparente para a operação de máquina. O número de sensores, entre 4 e 16, depende basicamente do diâmetro e tipo do gerador. Os sensores são conectados à unidades de aquisição de dados instaladas fora do gerador, as quais são ligadas a um computador controlador localizado na sala de controle. Estações de trabalho local e remota podem acessar dados para análise.

O ZOOM caracteriza-se por uma arquitetura aberta que permite ao Usuário modelar o sistema de acordo com as necessidades da máquina ou orçamento disponível. O sistema pode ser configurado para monitoramento de sinais vitais (usualmente 8 a 16 entradas) ou monitoramento extensivo (24 a 64 entradas) do gerador até à turbina. Muitos dos sistemas ZOOM instalados são usados para monitorar e correlacionar a vibração das máquinas. Eles podem ser facilmente aperfeiçoados para adequar-se às novas necessidades ou conforme o orçamento tornar-se disponível. É um grande integrador de sistema já que aceita sinais de quase qualquer sistema ou dispositivo encontrado no mercado e usa instrumentação já existente tanto quanto possível. Por exemplo, o ZOOM pode comunicar-se com o sistema GenGuard, fabricado pela IRIS Power Engineering, para informação das atividades de descargas parciais da máquina. Isto faz do ZOOM uma ferramenta completa e muito disponível para implemento.
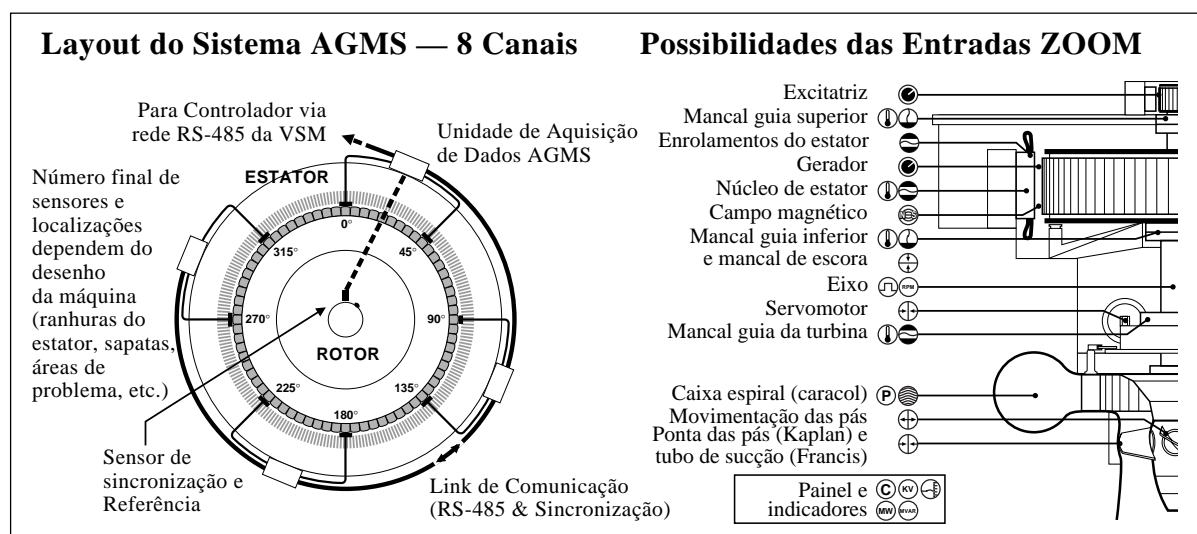
FIGURA # 1

Uma série de hardwares adicionais permite registrar o estado de operação da máquina na hora da medição, ter entradas externas de gatilho de medição, ou inibir medição de alarme durante condições específicas de operação.

Com o AGMS, o foco é no valor de entreferro mínimo para cada polo de rotor agindo como referências físicas de posição de rotação da máquina. A medição de Assinatura (Signature) registra dados de uma rotação da máquina, a medição de Transição (Pole) registra dados de um número de rotações especificado pelo Usuário, a medição de Tendência (Trending) segue a evolução dos parâmetros por dias, semanas e meses e a medição de Alarme (Alarm) dispara nos incidentes (limites configurados pelo Usuário por entrada).

Com o ZOOM, os parâmetros adicionais são sincronizados com o entreferro mínimo de cada polo de rotor. Pela correção dos parâmetros nos gráficos, pode-se ter uma visão completa da dinâmica da máquina, desempenhar análise compreensível da condição e comportamento da máquina, e realizar diagnósticos precisos.

ESTUDOS DE CASO

Os 10 casos seguintes ilustram as capacidades dos sistemas. Ao imprimir, nós deliberadamente preservamos a confidencialidade de todas as partes descritas nos casos estudados até que eles sejam autorizados. Todavia, o objetivo do documento é enfatizar os benefícios fornecidos pelos sistemas.

A maioria dos casos é baseada em relatórios dos Serviços de Interpretação de Resultados (RIS), um serviço oferecido pela VibroSystM. Estes consistem de uma série de medições de teste registradas em diferentes condições de operação e transitórias pelos sistemas AGMS e ZOOM. Os dados são analisados e um relatório é fornecido baseado nas observações e resultados de análise, completados com recomendações.

1. Comportamento do Entreferro na Partida e Parada

Um sistema de monitoramento de entreferro foi instalado no início de 1998 em um gerador/motor de 272MW numa estação elevatória nos Estados Unidos. Pouco depois, testes de comportamento dinâmico foram efetuados em abril de 1998. Atenção especial foi dada durante o teste e avaliação da máquina na partida e parada, já que é prática comum que máquinas em estações elevatórias passem por ciclos de partida e parada diariamente.

O *GRÁFICO # 1* apresenta a variação de entreferrro em mils[1] de todos os pólos do rotor durante 160 revoluções da máquina da partida até à velocidade nominal sem carga (Speed No Load – SNL). O maior entreferro é visto no início (≈1155 mils ou 29,33 mm). Enquanto aumenta a velocidade, a força centrífuga agindo na coroa polar e nos pólos do rotor é exclusivamente responsável pela redução rapida de entreferro. Dependendo do desenho do rotor, uma coroa flutuante terá maior expansão que uma coroa encolhida como caracterizado meste caso. Além disso, a circularidade do rotor variará adequadamente. O *GRÁFICO # 1* mostra a expansão da coroa de aproximadamente 75 mils (ou 1,905 mm – 7,1%[2]) durante esta condição transitória e um aumento na circularidade do rotor de 29 mils (ou 0,7366 mm – 2,7%) a 40 mils (ou 1,016 mm – 3,8%). Estes valores são excelentes e estão dentro das tolerâncias de montagem.

---

[1] Conversão: 1 mil = 1 milésimo de polegada = 0,0254 milímetros

[2] Em todo esse documento, percentuais referem-se à razão sobre valores nominais em condições a frio para esse parâmetro (ver Apêndice 1).
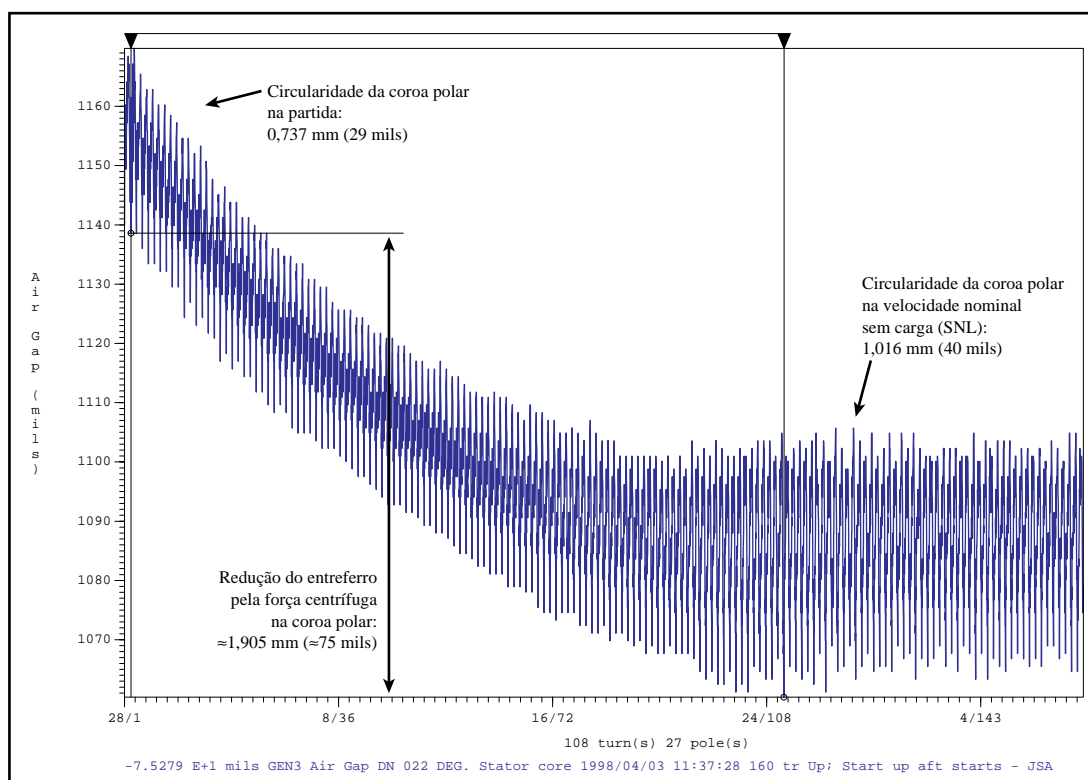
GRÁFICO # 1 – Comportamento do entreferro durante a partida de um Gerador/Motor
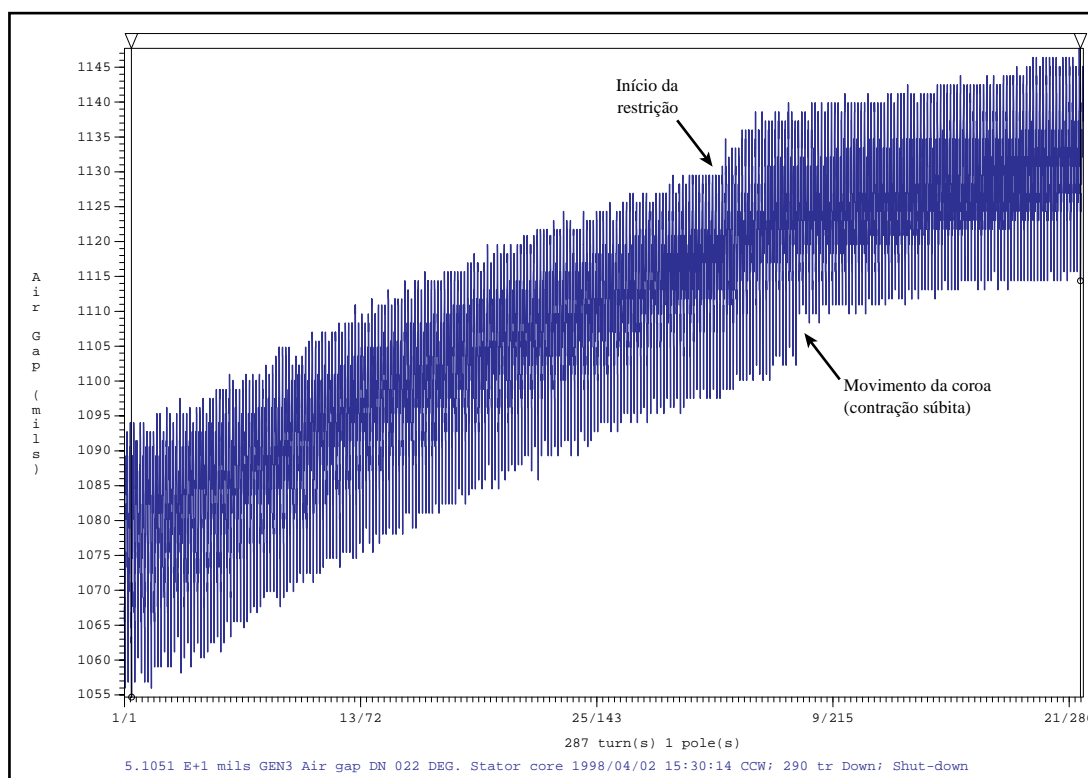
GRÁFICO # 2 – Comportamento do entreferro durante a parada de um Gerador/Motor
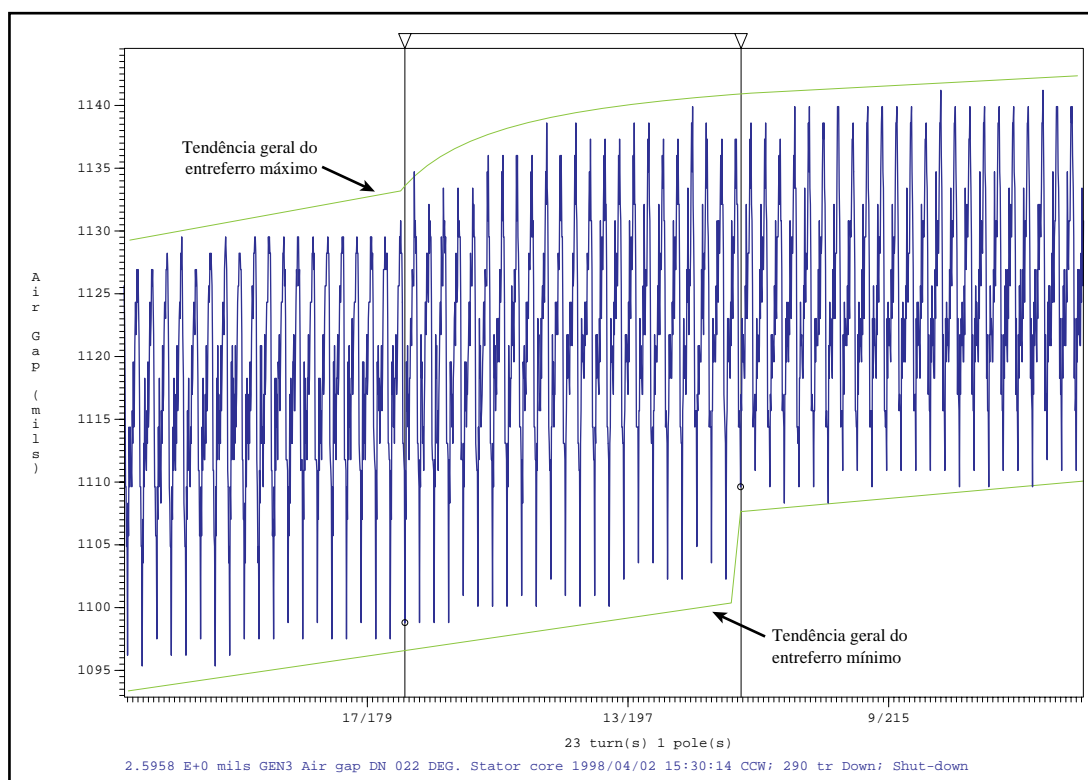
GRÁFICO # 3 – Aumento da seção de movimentação da coroa

O *GRÁFICO # 2* ilustra a variação de entreferro em 290 voltas durante parada. Aumenta por 60 mils (ou 1,524 mm – 5,7%) quando o rotor diminui a velocidade enquanto o valor da circularidade vai de 38 mils (0,9652 mm – 3,6%) a 29 mils (ou 0,6096 mm – 2,7%).

Entretanto, o gráfico revela um fenômeno interessante durante a parada. Como pode ser visto, o rotor não segue uma curva exponencial perfeita. Todos os sensores mostram as mesmas duas mudanças súbitas. A primeira ocorre quando a circularidade aumenta de 4 mils (ou 0,1016 mm) gradualmente até 7 mils (ou 0,1778 mm) nas 20 voltas seguintes. Lá, a segunda parada mais óbvia representa um súbito movimento da coroa com o qual a circularidade do rotor instantaneamente diminui 7 mils (ou 0,1778 mm). O *GRÁFICO # 3* é uma ampliação da curva que mostra detalhes da seção de movimentação da coroa.

Acredita-se que há uma restrição ou fricção na base do empilhamento da coroa, temporariamente evitando a livre contração da coroa. O início da restrição ocorreria aproximadamente na volta # 182 e a liberação súbita aproximadamente na volta # 204.

Devido a freqüentes paradas da unidade, uma inspeção visual do suporte e fixação da coroa é aconselhável procurando vestígios de poeira/partículas devido a fricção/atrito e sinais de rachaduras. Também, a taxa de alteração do entreferro durante partidas/paradas necessita ser rigorosamente checada.

Sinais precoces de problemas estruturais de máquina serão detectados com rigoroso monitoramento e tendência do entreferro, circularidade do rotor e do estator.

2. Comportamento do Entreferro Durante Rejeição de Carga

O teste de rejeição de carga é executado, entre outras coisas, para verificar a rigidez mecânica e balanço da máquina durante comissionamento de uma unidade nova ou reponteciada. Garante uma margem de segurança da máquina na eventualidade de súbita parada através das proteções. Este teste revela a rigidez do rotor e estator, o alinhamento e deslocamento do eixo, e o comportamento vibratório da máquina.

Registrando este teste com os sistemas AGMS ou ZOOM, pode-se ter uma visão compreensível do gerador ou visão completa das condições da máquina, a fim de criar uma base para futura comparação do comportamento da máquina.

Uma rejeição de carga acontece quando uma máquina opera a plena carga, então o disjuntor principal subitamente abre e o campo interrompe-se. Por um momento até o distribuidor reagir, água ainda precipita-se livremente através da turbina. Sem carga magnética no gerador, a máquina acelera e pode ir para sobrevelocidade até que o distribuidor seja fechado, a máquina diminua a velocidade e pare. No instante em que o campo é interrompido, o estator move-se para fora já que a força magnética não o puxa mais para dentro. Simultaneamente, qualquer desequilíbrio ou ajuste mecânico do rotor, eixo e turbina podem ser vistos como vibração anormal.

O *GRÁFICO #4* mostra a variação de entreferro durante a rejeição de carga de um gerador de 28 MW no Canadá. Mostra aproximadamente 50 rotações da máquina com a rejeição de carga acontecendo aproximadamente na volta # 16. Um leve aumento de intervalo é imediatamente visível na volta # 17 refletindo o movimento de retorno do estator pela perda de tração magnética. Isto dá uma idéia da rigidez do estator, que é boa neste caso. Vemos então uma rápida redução do entreferro enquanto o rotor expande em sobrevelocidade de 150% causada pela força centrífuga até a volta # 23 quando as comportas fecham, seguidas por uma consistente contração e aumento do entreferro enquanto a máquina diminui a velocidade.
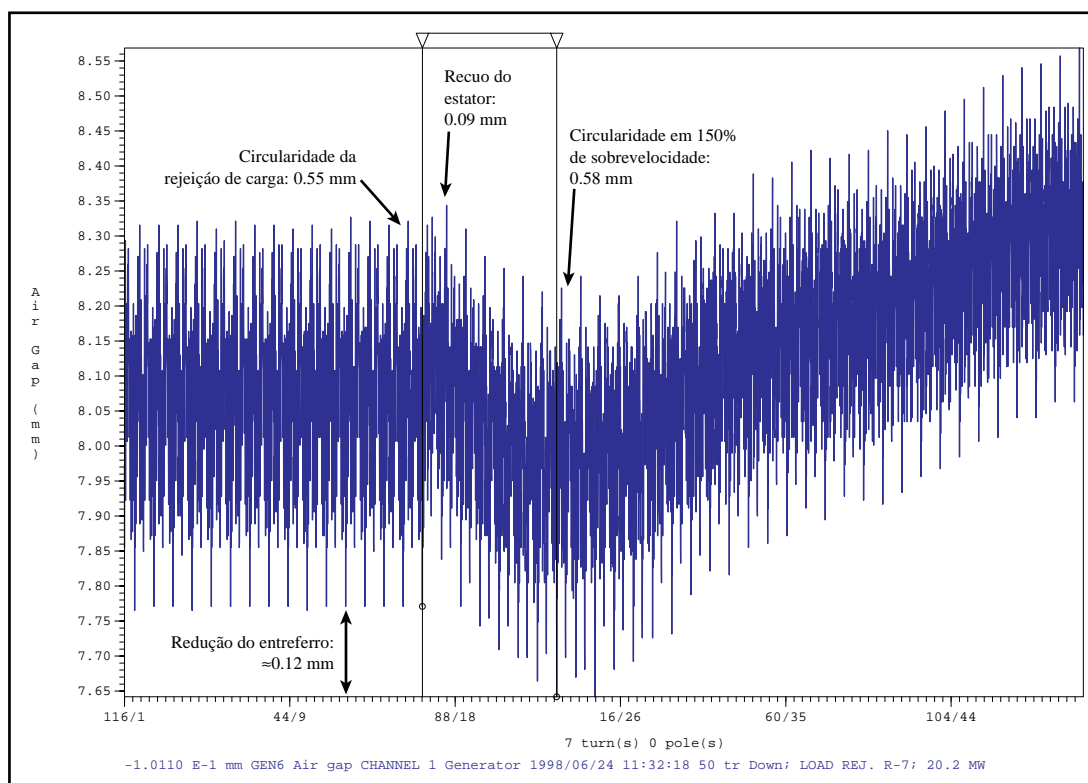
GRÁFICO # 4 – Teste de rejeição de carga com sobrevelocidade de 150%

O valor da circularidade do rotor antes da rejeição de carga é 0,55 mm (5,5%). No pico de 150% de sobrevelocidade, o valor da circularidade do rotor é 0,58 mm (5,8%). No final da medição, o valor da circularidade é reduzido a 0,49 mm (4,9%). Além de tudo, a redução de entreferro entre as voltas de # 16 e # 22 é de 0,12 mm (1,2%). Todos estes valores são altamente aceitáveis.

Mas, além disso, quando comparamos o mesmo gráfico para cada um dos sensores de entreferro, os valores são absolutamente idênticos. Isto significa que a coroa polar não fica solta e o eixo de rotação não se move já que todos os sensores vêem exatamente a mesma coisa. Se a coroa polar perdeu a contração a altas velocidades, nós deveríamos ter obtido valores e padrões diferentes para cada sensor. Se o eixo de rotor moveu-se, significando um desequilíbrio mecânico, nós poderíamos ter observado diferentes valores logo após a rejeição de carga, quando o estator move-se de volta. Poderíamos até ter avaliado o deslocamento e o ângulo de deslocamento do rotor/eixo.

Deste modo, concluímos que a rigidez mecânica do rotor é excelente, a coroa polar está apertada, o rotor bem balanceado e nenhum desequilíbrio mecânico ou magnético são visíveis. Esta máquina recentemente repotenciada passou nos testes.

3. Diagnosticando o Problema de Alta Vibração no Eixo de um Gerador

A determinação da fonte de vibração em uma unidade é, algumas vezes, uma tarefa difícil. Deve-se prosseguir pela eliminação através de uma série de testes, medições e análises. Aqui está o procedimento aplicado para diagnosticar altos níveis de vibração no mancal guia deste gerador de 50 MW, de dois anos de idade, nos Estados Unidos.

O projeto desta unidade, com um mancal guia localizado acima do gerador e outro acima da turbina, necessita uma montagem precisa para eliminar erros geométricos. Duas séries de testes de medição foram feitos sob diferentes condições de operação usando o sistema ZOOM. Com o objetivo de análise, o polo # 70 foi selecionado como referência porque o sistema o demonstrou como estando no eixo de ajuste geométrico do rotor, ou excentricidade, e permanece o mesmo uma vez que o campo seja aplicado e sob qualquer carga.

O primeiro passo de avaliação envolveu o comportamento de vibração contra operação da unidade. O *GRÁFICO #5* revela que a vibração pico-a-pico aumentou exponencialmente com a velocidade de rotação da máquina e estabilizou pela aplicação de campo. Isto indica um desequilíbrio mecânico.
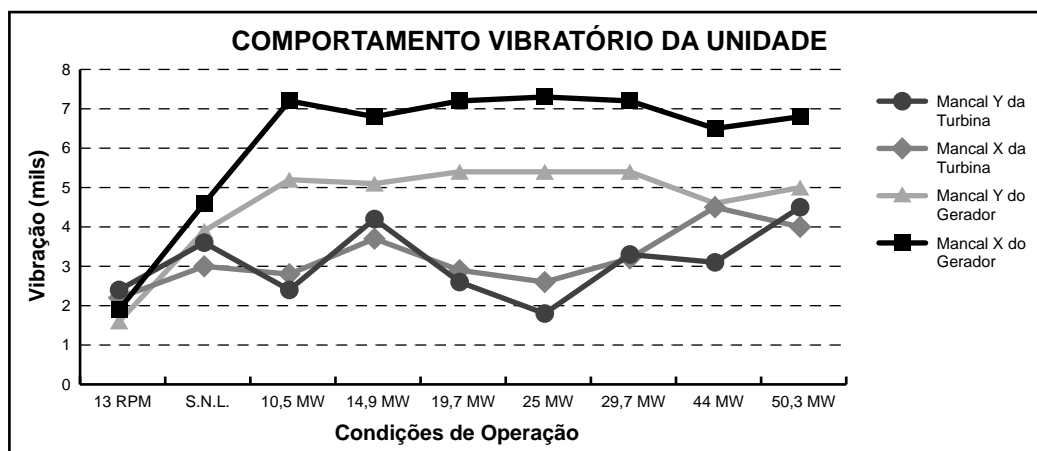
GRÁFICO # 5
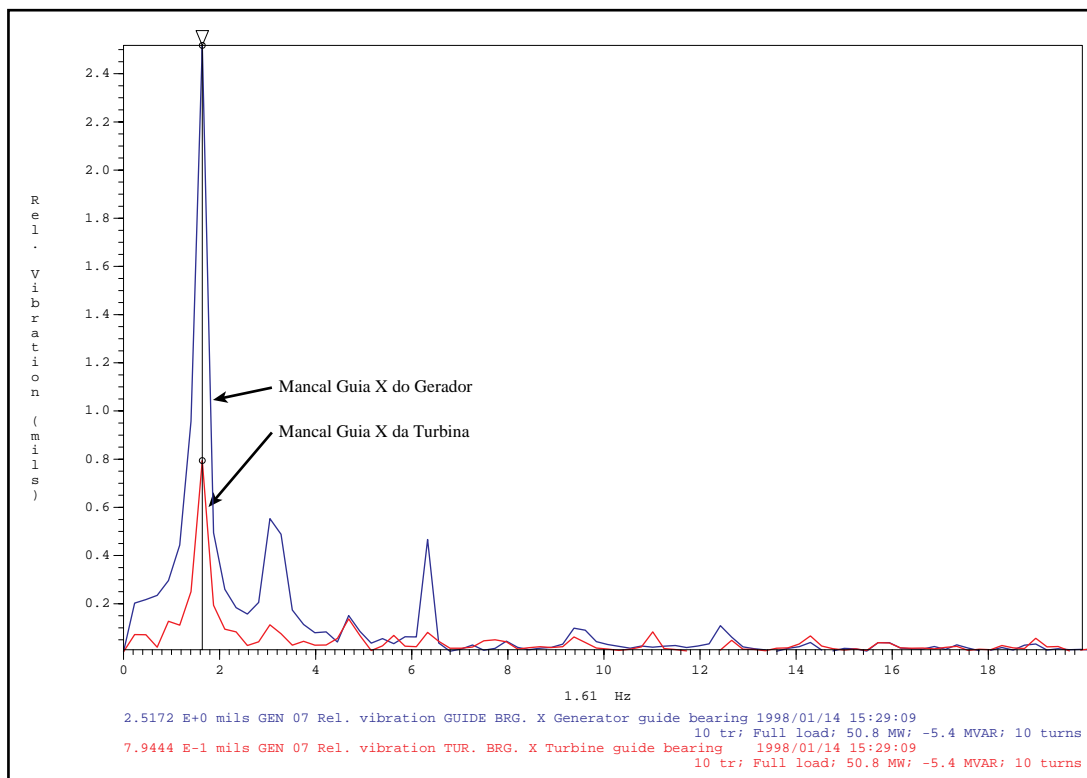
GRÁFICO # 6 – Espectro de vibração dos mancais guia do gerador e da turbina, eixo X
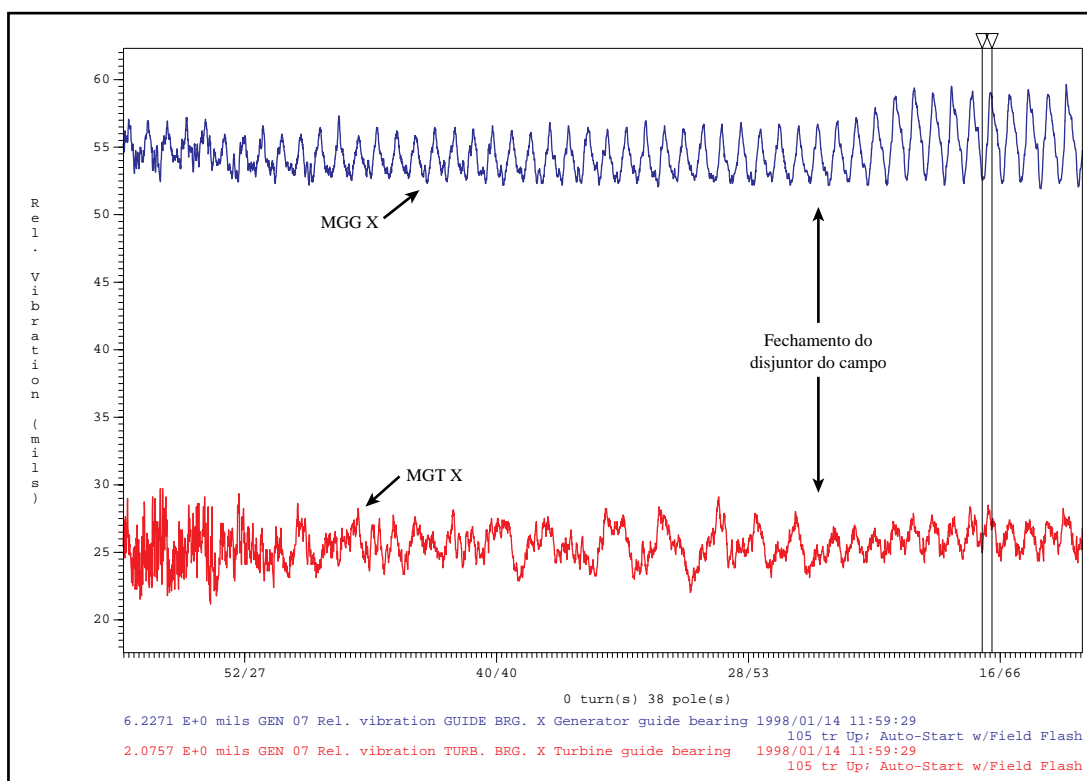
GRÁFICO # 7 – Gráfico polar da vibração do mancal guia na excitação do campo

O segundo passo envolveu uma análise espectral de baixa freqüência dos níveis de vibração do mancal guia do gerador e da turbina usando o software ZOOM. O *GRÁFICO # 6* mostra uma freqüência predominente de 1,58 Hz que combina com a freqüência de rotação da unidade (rotação nominal 94,7 RPM ÷ 60 Hz). Mostra também que a vibração nas 2ª e 4ª harmônicas (freqüência da turbina) foram baixas. Além do fato de que a vibração pico-a-pico do mancal guia de turbina também é baixa, isto indica que a fonte provável do problema está em outro lugar que não no nível da turbina.

O terceiro passo envolveu um estudo de deslocamento de eixo contra condições de operação para verificar a presença de desequilíbrio magnético. A *TABELA # 1* mostra que o ajuste do rotor cria uma tração magnética suficiente para modificar levemente o eixo de rotação do eixo da máquina, produzindo um desequilíbrio mecânico notável que induz à vibração. Este efeito magnético é confirmado no *GRÁFICO # 7* (vibração de mancal contra pólos do rotor/rotação da máquina) pelo rápido teste de campo quando o disjuntor do campo está fechado.

Condições de Operação	**Parâmetros do Rotor**		
	Circularidade	**Concentricidade**	**Offset Rotor**
Baixa veloci.	24,95 mils / 0,634 mm / 4,87%	3,75 mils / 0,095 mm / 0,73%	313º
SNL	25,45 mils / 0,646 mm / 4,97%	3,94 mils / 0,100 mm / 0,77%	335º
10,9 MW	31,42 mils / 0,798 mm / 6,14%	5,76 mils / 0,146 mm / 1,12%	330º
25 MW	29,43 mils / 0,747 mm / 5,75%	5,68 mils / 0,144 mm / 1,11%	332º
50 MW	30,32 mils / 0,770 mm / 5,92%	5,41 mils / 0,137 mm / 1,06%	332º

TABELA # 1

O passo final foi verificar a estabilidade da forma do rotor em várias condições de operação, já que qualquer modificação na circularidade afetaria também a excentricidade, e assim o comportamento de vibração. Novamente, a *TABELA #1* revela que a forma varia muito pouco e que o ângulo de recuo se mantém. Portanto, é estável e não contribui para a vibração.

Estes últimos passos demonstram que o problema de vibração vem da excentricidade do rotor e que o desequilíbrio magnético contribui para isso. Desde que o recuo geométrico do rotor é relativamente pequeno (< 1,2%) e dentro das tolerâncias, foi determinado que o balanceamento do rotor poderia ser suficiente para corrigir o problema de vibração. O relatório RIS sugeriu uma primeira tentativa com peso de 20 libras (aproximadamente 9 kg) no ângulo oposto ao recuo (135º), então repetir a medição na velocidade sem carga (SNL) para encontrar o peso final e o ângulo.

4. Avaliação da Expansão Térmica Relativa do Estator, Usando as Medições de Entreferro

As medições de entreferro podem ser usadas para avaliar o deslocamento relativo do estator, contanto que o eixo e coroa polar do rotor não se movam. Dois exemplos são mostrados para ilustrar expansões uniformes e irregulares.

Uma vez a estabilidade do rotor esteja confirmada, podemos proceder à avaliação da expansão térmica relativa do estator. As leituras de entreferro são compiladas para um polo de rotor referência faceando cada sensor por pelo menos duas condições de operação: SNL Excitado e Plena Carga à Quente (pelo menos 3 horas de geração).

A variação de entreferro entre ambas as condições é comparada para cada sensor. Diz-se que a expansão é uniforme se a diferença entre cada sensor é pequena, e que é irregular se um

ou mais valores são espalhados. Esta técnica fornece um valor relativo, i.e. a respeito do eixo de rotação do rotor. Uma variação pequena (0,13 mm / 5 mils) é esperada devido à vibração do eixo, vibração do estator e precisão do sistema como um todo. Se um problema ou irregularidade é detectada, a adição de sensores de deslocamento sem contato olhando as partes superior e inferior da carcaça do estator da fundação de concreto é recomendada. O sistema ZOOM pode então correlacionar o deslocamento radial absoluto da carcaça do estator com o entreferro.

O primeiro exemplo apresenta expansão uniforme de um estator num gerador/motor nos Estados Unidos. A *TABELA #2* mostra que a máxima variação da expansão observada é excelente. Os valores foram comparados em SNL Excitado a 42ºC e a Plena Carga a 71ºC. Devido suas freqüentes mudanças de modo, ambas as condições dentro da mesma seqüência de tempo não foram possíveis. Todavia, ambas as condições são consideradas representativas.

	Entreferro no polo 28 (em mm)			
Testes	**Sensor 1**	**Sensor 2**	**Sensor 3**	**Sensor 4**
SNL Excitado 42ºC	26,82	22,87	28,72	23,35
100% Carga 71ºC	27,04	23,19	29,02	23,75
Expansão Máxima Relativa	**0,22**	**0,32**	**0,30**	**0,40**
Diferença	**0**	**+0,1**	**+0,08**	**+0,18**

TABELA # 2

O segundo exemplo revela a expansão irregular num gerador de 212 MW, ainda dentro da garantia, na Venezuela. Quatro de oito sensores de entreferro foram propositadamente instalados próximos a quatro das 12 sapatas do sistema radial projetado para manipular a expansão térmica. A *TABELA #3* mostra que sensores com números pares (2,4,6,8) têm variações muito maiores que aqueles com números ímpares (1,3,5,7) localizados próximos às sapatas. Recomendações foram feitas para verificar o sistema radial e para acrescentar sensores de deslocamento da carcaça do estator em linha com cada sensor de entreferro para futuras análises.

	Entreferro no polo 52 (em mm)							
Testes	**Sensor 1**	**Sensor 2**	**Sensor 3**	**Sensor 4**	**Sensor 5**	**Sensor 6**	**Sensor 7**	**Sensor 8**
SNL Excitado 46,3ºC	16,06	15,37	16,05	15,35	14,38	14,76	16,35	16,42
100% Carga 96,2ºC	16,85	16,85	16,45	16,65	14,77	16,10	17,02	17,25
Expansão Máxima Relativa	**0,79**	**1,48**	**0,40**	**1,30**	**0,39**	**1,34**	**0,67**	**0,83**
Diferença	**+0,40**	**+1,09**	**+0,01**	**+0,91**	**0**	**+0,95**	**+0,28**	**+0,44**

TABELA # 3

5. Envelhecimento Prematuro de um Gerador novo

Logo após seu comissionamento no Outono de 1995, uma série de medições de teste usando o sistema ZOOM foi executada num gerador novo de 50 MW nos EUA. O objetivo

destes testes foi verificar a integridade da nova máquina (tolerâncias e comportamento dinâmico) e usar estes resultados como base para futuras referências.

Em Setembro de 1997, uma segunda série de medições de teste foi conduzida para reavaliar o comportamento e condição mecânicos, e para avaliar a rápida evolução da unidade.

Parâmetros	Testes		Tolerâncias		
	Jan. 96	**Set. 97**	**Montagem**	**Aceitável**	**Crítico**
Variações do entreferro	**11,8%**	**17,4%**	13%	20%	30%
Circularidade do estator	6,9%	**11,6%**	7%	12%	20%
Concentricidade do estator	1,0%	0,8%	5%	7,5%	10%
Circularidade do rotor	4,9%	5,8%	6%	8%	10%
Concentricidade do rotor	**1,7%**	1,0%	1,2%	2,5%	4%
Vibração gerador (mils/µm)[1]	1,7 / 43,18	**4,7 / 119,38**	4 / 101,6	6,5 / 165,1	12 / 304,8
Vibração turbina (mils/µm)[1]	NA	2,4/60,96	4 / 101,6	6,5 / 165,1	12 / 304,8
Vibração axial (mils)	0,1 / 2,54	**3,8 / 96,52**	3 / 76,2	4,5 / 114,3	9 / 228,6

Nota: 1. vibração relativa média dos eixos x e y

TABELA # 4

A TABELA # 4 compara os resultados ZOOM dos testes de 1996 e 1997. Apesar da máquina ter sido considerada confiável a curto prazo, a análise mostrou uma significativa deterioração da circularidade do estator, um leve aumento da circularidade do rotor, uma melhora em ambas as concentricidades do estator e do rotor, e uma alta vibração de eixo no mancal guia do gerador (ver CASO # 3).

Como mostrado pela vista polar[3] do gerador no GRÁFICO # 8, a tendência do estator para adotar uma forma oval é considerada anormal para uma unidade de 2 anos de idade e excede as tolerâncias esperadas para geradores com mais de 15 anos de operação. Deteriorou de 6,9% a 11,6% do entreferro nominal. Apesar do valor ser ainda aceitável, acredita-se que a proporção de deterioração é prematura. Esta provavelmente se origina de problemas de projeto ou problemas de montagem com o sistema radial projetado para facilitar a expansão térmica do estator.

Análises da expansão térmica relativa do estator, com o auxílio de um polo de rotor como ponto de referência, confirmaram uma expansão radial maior que aproximadamente 20 mils (508 µm) no eixo montante-jusante em comparação a outros pontos.

[3] Vista de topo da forma do rotor dentro da forma do estator. Polo # 1 está marcado por uma linha do centro do rotor e as localizações dos sensores são identificadas pelas marcas mais grossas no perímetro do estator. Círculos de referência do rotor/estator estão sublinhadas. Os valores calculados incluem: concentricidades e circularidades do rotor e estator, entreferro médio, mínimo e máximo. Este gerador específico tem 76 pólos e 8 sensores de entreferro.
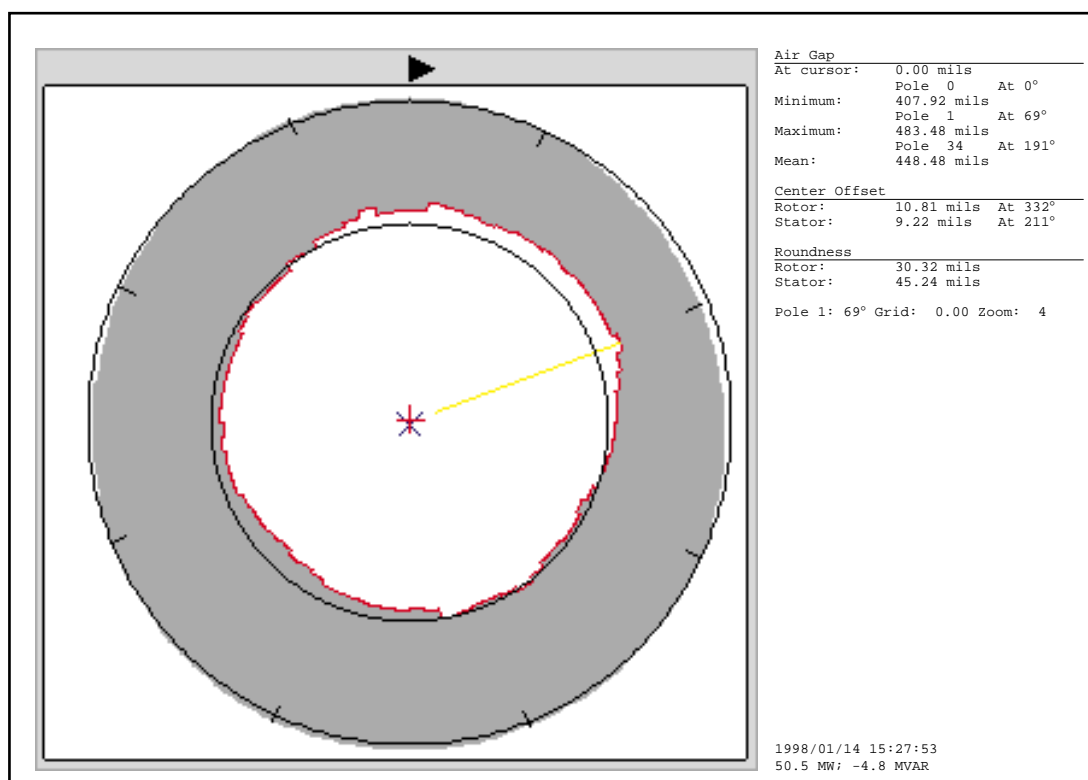
GRÁFICO # 8 – Vista polar do gerador a plena carga

A longo prazo, um aumento na forma oval do estator poderia causar distorção da circularidade do rotor devido à força cíclica imposta à coroa polar do rotor a cada revolução.

Devido à máquina ainda estar no período de garantia, foi recomendado iniciar discussões com o Fabricante do gerador para estudar o problema, e que sensores de deslocamento adicional fossem instalados na parte superior da carcaça do estator, em linha com os sensores de entreferro, para posterior monitoramento e estudo da anomalia.

Este caso demonstra a importância de se realizar testes completos e análises após o comissionamento de uma máquina nova ou repotenciada, e da repetição do processo em anos subsequentes para comparar e obter a tendência da evolução dos parâmetros, comportamentos dinâmicos e condições mecânicas. Este discernimento pode ser inestimável para manter discussões com Fabricantes ou reforçar os prazos de garantia. Ele prova novamente o custo-benefício da implementação do monitoramento das condição da máquina.

6. Detecção de Vibração numa Coroa Polar Flutuante

A vibração da coroa polar do rotor é detectável pela comparação das medições de assinatura de um único sensor sob diferentes condições de operação (para distorção da coroa), e de todos os sensores para a mesma medição (para vibração da coroa). Uma medição de assinatura registra a leitura do menor entreferro para cada polo do rotor em uma revolução da máquina.

Tipicamente, a forma de um rotor deveria ser exatamente idêntica para todos os sensores. Ao estudar a forma em detalhes, i.e. a posição de um polo com relação aos próximos a ele, novamente permitimos uma variação muito pequena para vibração do eixo, vibração de estator (usualmente insignificante), e sobretudo a precisão do sistema[4]. Qualquer diferença entre curvas excedendo esta tolerância é considerada vibração da coroa polar.

[4] A mesma variação descrita no Caso # 4: 0,13 mm / 5 mils

Este caso de um gerador de 85 MW no Canadá fornecerá exemplos de vibração e ausência de vibração da coroa polar do rotor. O GRÁFICO # 9 é um exemplo perfeito de uma coroa polar livre de vibração na velocidade sem carga (SNL) uma vez que a forma geral e detalhada de todas as curvas é idêntica. Os valores numéricos mostram que a máxima diferença entre dois sensores em qualquer um dos cursores é um aceitável 1,3 mils (0,033 mm).
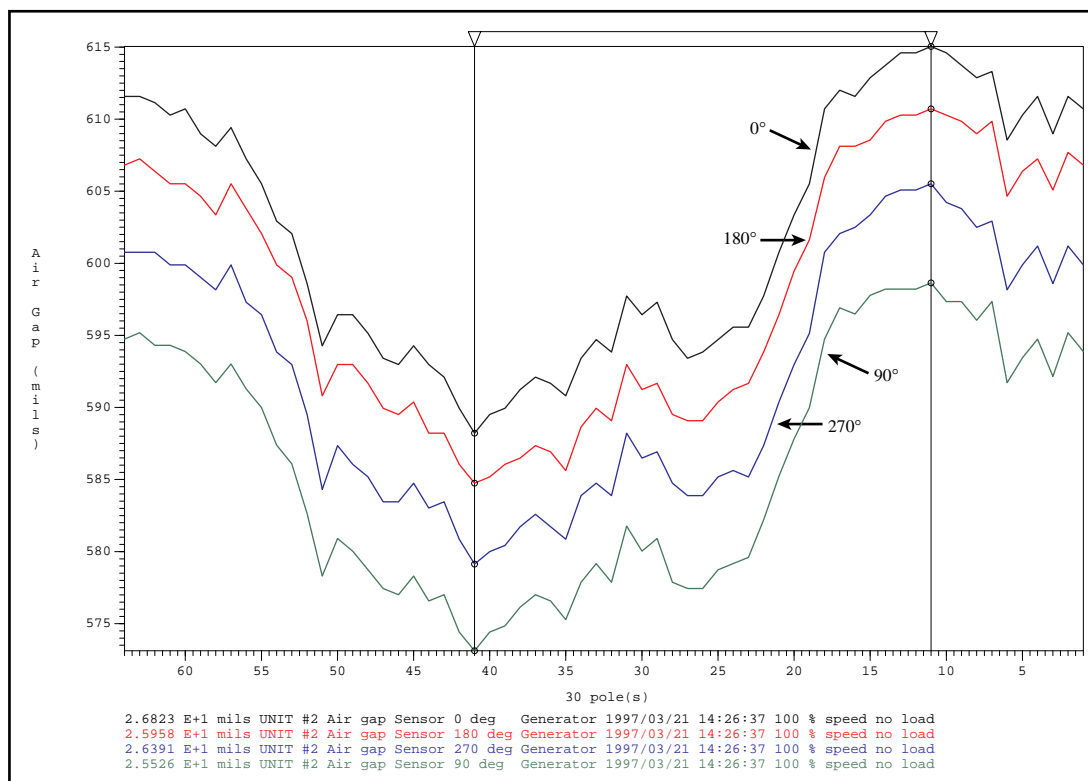
GRÁFICO # 9 – Assinatura da coroa polar do rotor em Velocidade Sem Carga (SNL)

Logo após seu comissionamento em 1985, problemas na coroa polar do rotor foram encontrados. Uma reforma do rotor foi executada em 1990 e o Fabricante modificou as fixações da coroa polar flutuante. Em 1997, o sistema de monitoramento de entreferro foi instalado e registrada uma série de testes de comportamento em Março do mesmo ano.

A análise de resultados encontrou que a circularidade e expansão da coroa polar do rotor foram irregulares sob diferentes condições de operação. Além disso, revelou a presença de pequena vibração cíclica da coroa polar quando o campo magnético foi aplicado. Esta vibração de 1,8 Hz corresponde à freqüência fundamental da máquina.

O *GRÁFICO # 10* mostra as leituras dos quatro sensores da mesma medição a plena carga a quente já que esta é a condição normal de operação. Apesar da forma geral do rotor ser a mesma, uma inspeção mais próxima dos detalhes de cada curva revela diferenças na forma da coroa. Desta vez, os valores numéricos mostram uma diferença máxima de 4,7 mils (0,12 mm) entre os sensores a 0º e 90º.

Quando olhamos para os pólos onde cada curva encontra os cursores, algumas vezes vemos uma crista e outras vezes um vale. Agora, suas diferenças com respeito aos pólos vizinhos tem amplitudes variáveis. Este exercício pode ser repetido para cada polo de rotor, com o mesmo resultado.

Entre as fontes que causam vibração da coroa, as três seguintes são suspeitas:

- baixa inércia da coroa polar do rotor
- desgaste lateral das chaves da coroa
- fraca estrutura do braço da aranha (cruzeta)
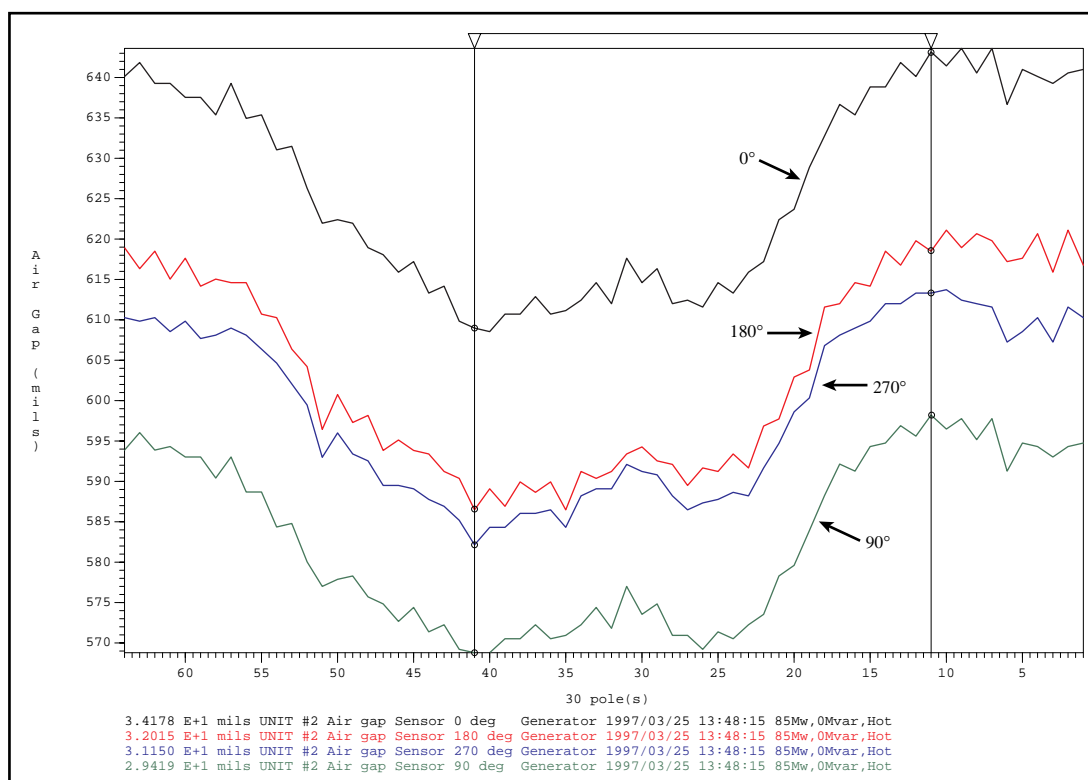
GRÁFICO # 10 – Assinatura da coroa polar a plena carga a quente mostrando vibração da coroa

A inspeção das chaves da coroa e a medição do desgaste das chaves poderia fornecer importantes dicas sobre a natureza do problema.

Esta baixa vibração cíclica não apresenta risco neste momento. Já que um desgaste maior do sistema de fixação da coroa é esperado, o monitoramento da tendência dos principais parâmetros de entreferro é recomendado. Além disso, inspeção anual do sistema de escoramento da coroa à aranha também é recomendado. Rachaduras na parte inferior dos braços da aranha e a presença de pó vermelho próximo às chaves devem ser investigados.

7. Extensão da Vida em Máquinas Problemáticas

Esta unidade tipo bulbo de 28 MW no Canadá sofre uma severa distorção do estator e o problema é conhecido desde seu comissionamento em 1977. A estrutura mostra um abaulamento permanente, conforme visto na curva polar do gerador no *GRÁFICO # 11*, o qual ocorreu durante o primeiro carregamento do gerador.

Durante parada em 1997-1998, a unidade foi equipada com sistema de monitoramento de entreferro e uma série de testes foi conduzida sob várias condições de operação após retorno ao serviço em Junho de 1998. A *TABELA # 5* sumariza os resultados. Foi observado que o estator tinha uma estabilidade dimensional surpreendentemente boa, apesar da significativa distorção nos valores de circularidade e concentricidade, excedendo de longe as tolerâncias críticas de Norma. Observou-se também excelentes circularidade e concentricidade do rotor.
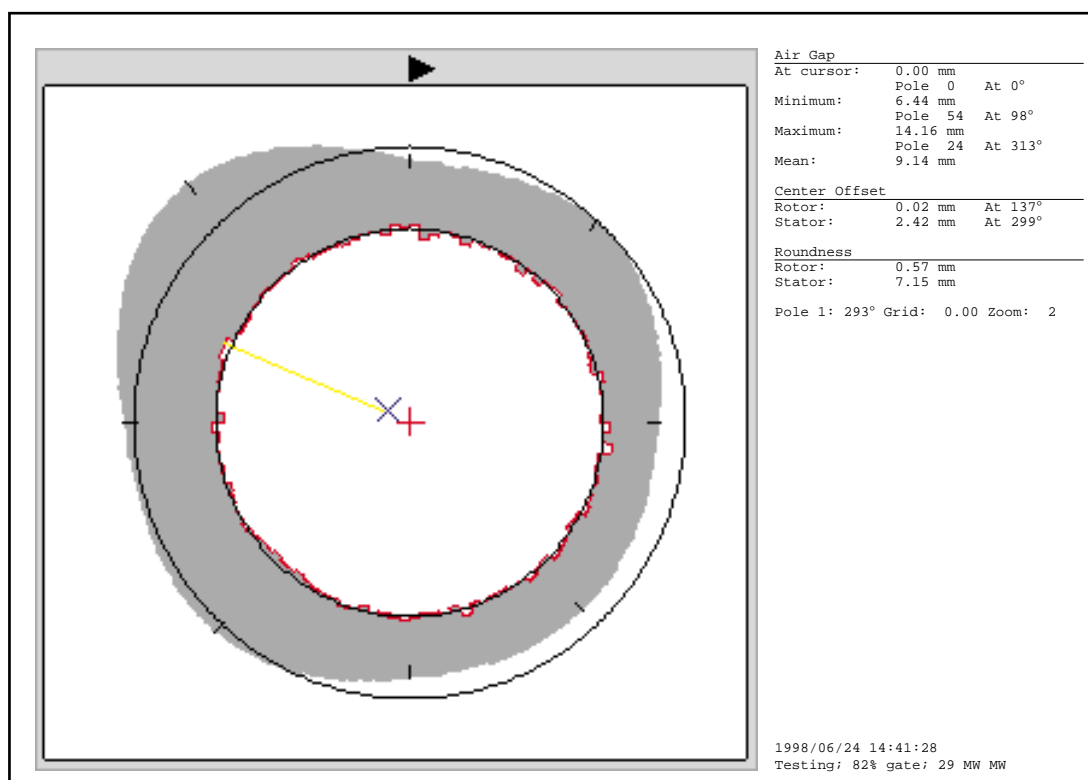
GRÁFICO # 11 – Vista polar mostrando severa deformação do estator

Parâmetros	Tolerâncias			
	Testes	**Montagem**	**Aceitável**	**Crítica**
Variação do entreferro	**76.2%**	13%	20%	30%
Circularidade do Estator	**70.8%**	7%	12%	20%
Concentricidade do Estator	**23.9%**	5%	7.5%	10%
Circularidade do Rotor	5.4%	6%	8%	10%
Concentricidade do Rotor	0.3%	1.2%	2.5%	4%

TABELA # 5

Foram feitas as seguintes recomendações. Apesar da deformação do estator causar sérias variações do entreferro, a estabilidade do rotor e do estator sob todas as condições de operação não deveriam criar preocupações imediatas, deste maneira retardando por uns poucos anos a necessidade de repotenciar a unidade. Um monitoramento cuidadoso do entreferro é sugerido com especial atenção dada à circularidade do estator e entreferro mínimo.

A instalação de um sistema de medição da vibração nas barras do estator, além de inspeções rigorosas anuais dos enrolamentos do estator e sistema de cunhagem na seção superior deformada, é altamente aconselhada. Futuros problemas de rigidez mecânica do estator estão previstos dentro de 5-10 anos, os quais podem levar a falhas elétricas comprometedoras nos enrolamentos.

Realmente, espera-se que a severa distorção do estator crie variações de largura das ranhuras do estator. Uma diminuição de graus causa uma contração da ranhura, potencialmente comprimindo o material de isolamento da bobina, levando a curtos-circuitos do estator. Inversamente, um aumento de graus aumenta a largura da ranhura causando perda do aperto radial, permitindo o isolamento das barras desgastar pela vibração na ranhura e eventualmente estabelecer contato à terra.

Este caso demonstra que, apesar das dimensões mecânicas do gerador serem severas, a estabilidade de ambos rotor e estator em todas as condições de operação, junto com monitoramento cuidadoso do entreferro e vibração das barras do estator, garantem operação confiável e segura que defere a necessidade de uma repotenciação maior.

8. Abaulamento do Estator nas Unidades Bulbo

A experiência com medições de entreferro em unidades tipo bulbo revelaram que elas muitas vezes são suscetíveis ao abaulamento do estator em sua seção superior. Isto é usualmente causado pela fragilidade no sistema de fixação núcleo-carcaça do estator com origem no projeto, fabricação ou montagem. Este problema de condição é considerado progressivo e espera-se que piore com os anos devido às constantes forças gravitacionais agindo na seção suspensa da máquina.

Como o entreferro diminui pela gravidade na seção superior, a tração magnética aumenta exponencialmente. Sucessivamente, este desequilíbrio magnético agrava o problema pela produção de tensões cíclicas nos componentes do rotor e stress no estator. A curto ou longo prazo, estes podem afetar o comportamento do gerador pela indução à vibração, superaquecimento, fadiga e apresentam risco de falha, ruptura e atrito (roçamento).

A unidade tipo bulbo do Leste Europeu de 27 MW no *GRÁFICO # 12* é um bom exemplo. Num curto período de 2 anos desde seu comissionamento, o estator deformou severamente adotando uma forma oval. Esta condição é considerada alarmante e anormal. Seu valor de circularidade do estator de 39,55% sobre o entreferro nominal está bem além da tolerância crítica de 20%, e é amplamente responsável pelo valor de entreferro médio de 52,33%.

A fragilidade parece vir do projeto ou da fabricação visto que a deformação é uniforme. Tanto quanto o sistema de escoramento falha no suporte à seção superior do estator, ele também permite ao estator mover-se lateralmente para fora. Este arqueamento é tão consistente que a concentricidade do estator raramente muda e permanece o único parâmetro dentro das tolerâncias de montagem.
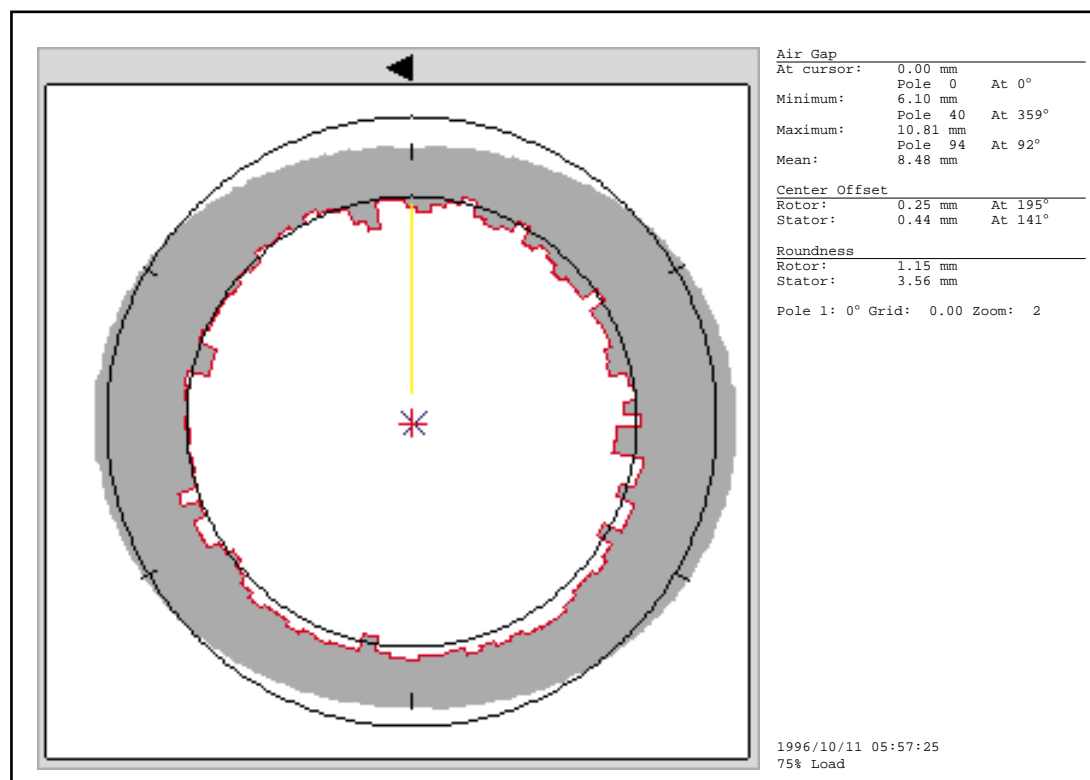
GRÁFICO # 12 – Vista polar do gerador tipo bulbo mostrando o abaulamento do estator

A principal mudança na circularidade do estator ocorre durante a aplicação do campo. O entreferro diminui por 0,26 mm (2,9%) na seção superior, enquanto reduz por somente 0,08 mm (0,09%) na seção inferior. Ao mesmo tempo, existe um deslocamento lateral do eixo na direção da localização do entreferro de menor média (270º). Apesar de ainda não ser visível, o duplo ciclo de desequilíbrio magnético por revolução pode eventualmente induzir vibração do eixo ou coroa polar levando à falha por fadiga mecânica.

Além disso, o risco de contato (roçamento) rotor-estator é o mais iminente. A variação na circularidade do estator sob diferentes condições de operação confirma que o problema está ainda evoluindo e espera-se que piore com o tempo. Por esta razão, monitoramento da tendência e alarme dos principais parâmetros do entreferro é altamente necessário. Testes adicionais a baixa velocidade e plena carga, em condições à frio e à quente, são necessários para avaliar a expansão térmica do estator e para fazer uma análise mais compreensível da condição e comportamento do gerador.

9. Eliminando Paradas Desnecessárias para Manutenção [3]

Os sistemas AGMS e ZOOM podem também ser usados para verificar suspeitas existentes sobre a máquina. Altas vibrações (0,46 mm medidas radialmente no eixo, abaixo do mancal de escora do gerador) estavam causando sério desgaste e dano às escovas do anel de deslizamento e grampo localizado no topo de gerador de 76,5 MW.

A vibração aumentava quando a máquina era excitada e conforme a carga aumentava. Alguns observadores acreditavam que o problema foi magneticamente induzido pelo gerador devido à uma condição não circular do rotor e/ou estator. A correção deste problema necessitaria extensa e cara desmontagem da máquina para arredondar e centrar o estator e para arredondar e centrar a coroa contrátil na aranha do rotor.

Como uma checagem cruzada, foi decidido instalar sistema de monitoramento de entreferro. Os resultados das medições de entreferro, *GRÁFICO # 13*, mostram que o rotor e estator estão muito bem arredondados e centrados em todas as condições de operação. Isto demonstrou que o gerador não era a fonte de vibração.

Investigação posterior pelo departamento mecânico da estação encontrou grandes detritos na grade de passagem de água da caixa espiral. Esta condição causou pressão de água desigual a ser aplicada à turbina Francis, produzindo as grandes vibrações verificadas. Os detritos foram removidos e a unidade retornou ao nível normal de baixa vibração (0,05 mm radial).
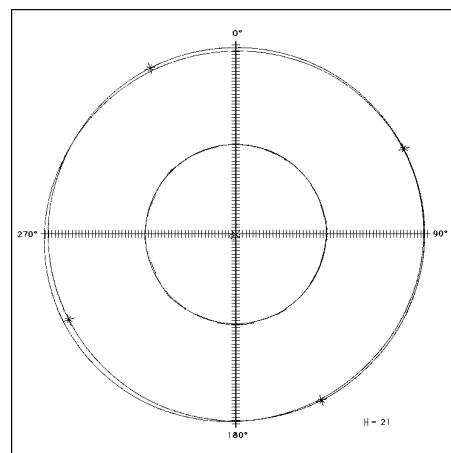
GRÁFICO # 13 – Vista polar do gerador

Neste caso, o monitoramento dinâmico de entreferro ajudou a evitar uma desmontagem cara e desnecessária do gerador com custos de parada de dois meses.

10. Prevenindo Falhas Catastróficas [4, 5]

O problema inicial de distorção da carcaça/entreferro do estator foi observado em 1972 em todos os geradores de 60 MW nesta usina hidrelétrica canadense. Em 1989, sistema de monitoramento de entreferro foi instalado em todos os 16 geradores da usina. Os espaços dinâmicos entre rotor e estator foram monitorados e, como previsto, o entreferro rotor-estator variava devido às variações de temperatura das estações do ano, fenômeno de crescimento progressivo do concreto, etc. Um programa foi iniciado em 1990 para incrementar o sistema AGMS para ZOOM.

Em 1991, um alarme de entreferro foi disparado na Unidade # 1. O entreferro dinâmico mínimo fornecido pelo ZOOM foi de 200 mils ou 5,08 mm (para 406 mils ou 10,31 mm nominal). Desta vez, foi decidido tirar a unidade de serviço para re-centrar o estator, e para reconfigurar e engraxar as sapatas radiais da carcaça do estator. A unidade retornou a serviço menos de um mês mais tarde, pouco antes do pico de demanda da estação.

O sistema de monitoramento de entreferro on-line fez significativa contribuição no sentido de reduzir o risco de um contato rotor-estator através da perda de espaço radial da unidade; i.e. perda de entreferro. Esta valiosa informação tem auxiliado a determinar o tempo e a extensão apropriados para a manutenção corretiva do rotor e/ou estator antes da ocorrência de contato entre as partes móveis. Por esta razão, permitiu ao gerente da fábrica determinar qual máquina entre as 16 necessitava atenção prioritária.
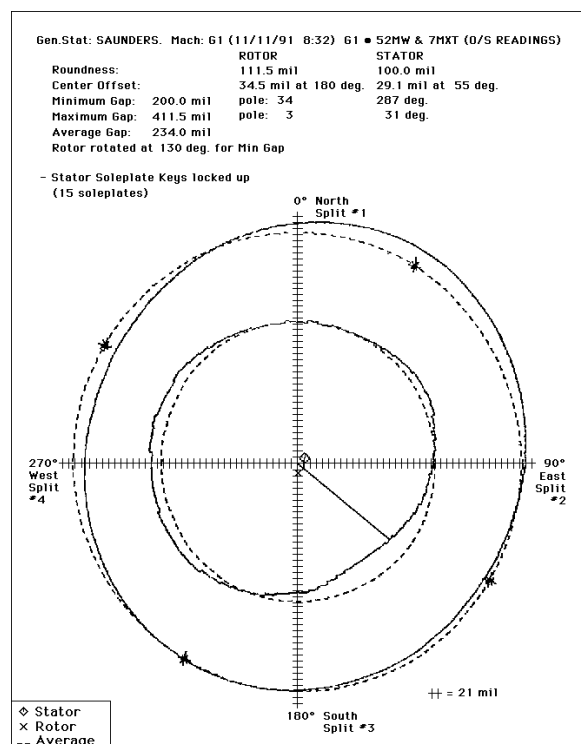
GRÁFICO # 15 – Gráfico do entreferro quando do alarme
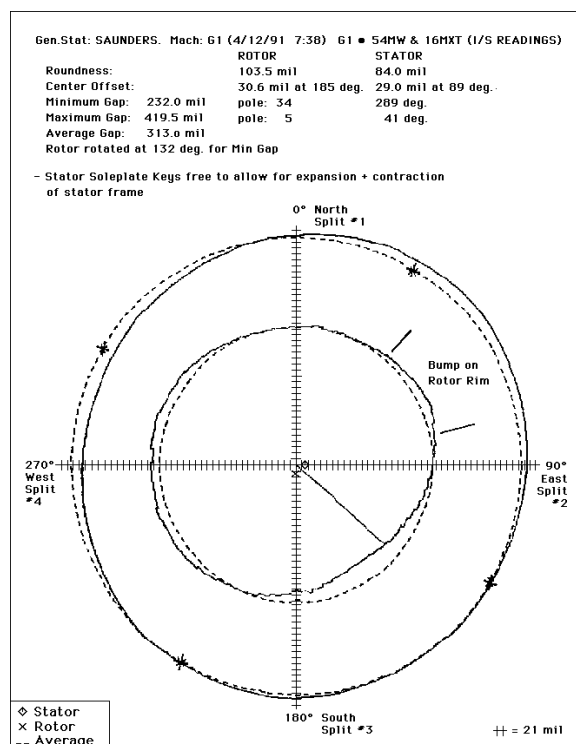
GRÁFICO # 16 – Gráfico do entreferro no retorno ao serviço

CONCLUSÃO

Estes casos demonstram que o monitoramento de entreferro representa um papel de primeira linha avaliando a condição e comportamento da máquina, que não será superado. Também mostra que a habilidade de correlacionar vários parâmetros com um monitoramento integrado das condições permite uma avaliação compreensível para estudo de uma máquina.

Em um mundo sempre em demanda, onde pessoal e gerentes de Concessionárias são solicitados a aumentar a disponibilidade de equipamentos de hidrogeração, informações obtidas pelos sistemas de monitoramento on-line da VibroSystM têm facilmente provado que podem fazer uma significativa contribuição. Ter a informação correta no tempo certo permite as Concessionárias tomar as decisões certas, que têm impacto direto sobre gastos de capital e custos de operações de exploração de uma usina hidrelétrica.

REFERÊNCIAS

1. *Cloutier, M., Bissonnette, M., "Air Gap Measuring System", 1ª Conferência Internacional de Monitoramento e Diagnóstico de Máquinas, Las Vegas / EUA, Maio 1989;*

2. *Menard, P., Bourgeois, J.–M., "Using Capacitive Sensors for AC Generator Monitoring", Comitê de Estudos do Grupo 11 do CIGRÉ, Conferência Internacional Grandes Sistemas Elétricos de Alta Tensão, CIGRÉ, Montreal / Canadá, Setembro 1989;*

3. *Pollock, G. B., Lyles J. F., "Vertical Hydraulic Generators, Experience with Dynamic Air Gap Monitoring", Encontro de Inverno IEEE/EPS, New York / EUA, Janeiro 1992;*

4. *Casselman, D., Divisão Elétrica Distrital, "A Sucess Story", Memorando Ontario Hydro, Cornwall / Canadá, Dezembro 1992;*

5. *Bissonnette, M., "On-Line Monitoring & Measurement of Hydrogenerator", Painel de Discussão sobre Avanços em Monitoramento das Condições de Máquinas Hidrelétricas do IEEE, Encontro de Verão sobre Energia IEEE, Seattle / EUA, Julho 1992;*

6. *Bourgeois, J.-M., Bissonnette, M., "Capacitive Sensor Technology: A Key for Better Monitoring of Hydropower Generator", Hydropower'92, Rotterdam / Holanda, 1992.*

DETALHES BIOGRÁFICOS DO AUTOR

Marc R. Bissonnette é Engenheiro Elétrico graduado pela University of Sherbrooke (Sherbrooke, Canadá) em 1986. Desde 1987 tem estado envolvido com o desenvolvimento e marketing dos sistemas de monitoramento para grandes máquinas rotativas. Atualmente é Gerente de Vendas da Divisão de Monitoramento das Condição da Máquina da VibroSystM, Canadá.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao *Sr. Paul Ménard*, Consultor da GenExpert, Canadá, por sua contribuição técnica em muitos dos casos.

APÊNDICE 1

GUIA DE TOLERÂNCIAS MECÂNICAS DE GERADORES HIDRELÉTRICOS[3]

TOLERÂNCIAS MECÂNICAS				
		Desvio[1]		
Parâmetro	**Definições**	**Montagem**	**Aceitável**	**Crítica**
Entreferro	Máxima diferença entre o entreferro medido em qualquer ponto num plano simples e o entreferro teórico (nominal)	13%	20%	30%
Circularidade do Estator	Diferença entre o máximo e o mínimo raio interno, medido do eixo de rotação do rotor	7%	12%	20%
Concentricidade do Estator	Diferença entre o eixo de rotação do rotor e o melhor centro do estator medido no mesmo plano e calculado do polo de referência do rotor	5%	7,5%	10%
Circularidade do Rotor	Diferença entre o máximo e o mínimo raio externo ao longo do mesmo plano horizontal	6%	8%	10%
Concentricidade do Rotor	Diferença entre o eixo de rotação do rotor e o melhor centro do rotor calculado do raio externo de cada polo no mesmo plano	1,2%	2,5%	4%
VIBRAÇÃO				
Eixo	Unidades hidráulicas (0-300 RPM)	101,6[2]	165,1	304,8
	Unidades hidráulicas (300-1200 RPM)	50,8	76,2	152,4
Núcleo de Estator	Medido entre o núcleo e a carcaça	25,4	35,5	50,8
Carcaça	Medido entre a carcaça e a sapata	25,4	63,5	127,0

Notas:

1- Desvios expressos em porcentagem de entreferro teórico (nominal)

2- Vibrações expressas em µm pico-a-pico

3 Ref.: Guia Técnico – Divisão de Estudos de Normalização, VP Ingénierie HQ, Canadá
Guia para Tolerâncias de Montagens e Alinhamento de Sistemas de Eixo, CEA